

P03JTC03508

CONTROLLER FOR CONTINUOUSLY VARIABLE TRANSMISSION

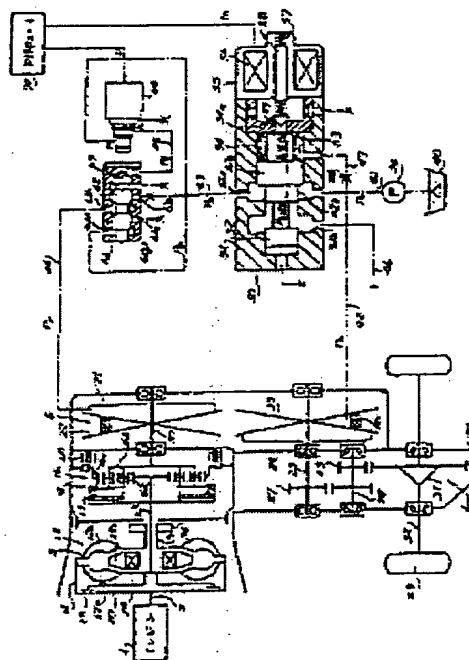
特開平3-181662

Patent number: JP3181662
Publication date: 1991-08-07
Inventor: OGAWA HIROSHI
Applicant: FUJI HEAVY IND LTD
Classification:
- international: F16H9/00; F16H61/00; F16H61/28
- european:
Application number: JP19890319141 19891209
Priority number(s): JP19890319141 19891209

Abstract of JP3181662

PURPOSE: To improve the responsiveness of a controller by acting control pressure corresponding to solenoid current depending on a proportional electromagnetic relief valve onto one side of a spool of a secondary control valve to make setting pressure variable for linearly controlling secondary pressure.

CONSTITUTION: Discharge pressure of a pump 34 is regulated to make control pressure corresponding to solenoid current I_s depending on a proportional electromagnetic relief valve 55 act on one side of a spool 52 of a secondary control valve 50 to control secondary pressure P_s of a secondary cylinder 24, and setting pressure produced by a spring 53 therefore becomes variable for linearly controlling secondary pressure P_s to the solenoid current I_s . The electromagnetic control unit 70 determines target secondary pressure, and supplies the solenoid current I_s corresponding to the above secondary pressure to linearly control the secondary pressure P_s . Thus troubles such as the abnormal rising of the secondary pressure or the like does not occur, and moreover volume and oil pathes for the control pressure can be reduced to produce the better responsiveness and downsizing of a controller.



Data supplied from the esp@cenet database - Worldwide

(2)

特開平3-181662

2

⑩ 日本国特許庁(JP)

⑪ 特許出願公開

⑫ 公開特許公報(A) 平3-181662

⑬ Int. Cl.¹F 16 H 61/00
9/00
61/28

識別記号

庁内整理番号

8814-3J

9031-3J

⑭ 公開 平成3年(1991)8月7日

審査請求 未請求 請求項の数 6 (全9頁)

⑮ 発明の名称 無段変速機の制御装置

⑯ 特 願 平1-319141

⑰ 出 願 平1(1989)12月9日

⑱ 発 明 者 小 川 浩 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号 富士重工業株式会社
内

⑲ 出 願 人 富士重工業株式会社 東京都新宿区西新宿1丁目7番2号

⑳ 代 理 人 弁理士 小橋 信淳 外1名

明 細 書

1. 発明の名称 無段変速機の制御装置

2. 特許請求の範囲

(1) 電気信号が入力するセカンダリ制御弁によりポンプ吐出圧を調圧して、セカンダリシリンダのセカンダリ圧を制御する制御系において、

上記セカンダリ制御弁のスプールの一方に比例電磁リリーフ弁によるソレノイド電流に応じた制御圧を作用して設定圧を可変にし、上記ソレノイド電流に対しセカンダリ圧をリニアに制御するように構成することを特徴とする無段変速機の制御装置。

(2) 比例電磁リリーフ弁は、セカンダリ制御弁のスプールの一端に同軸上に隣接して配置し、セカンダリ圧を元圧として制御圧が生じるように制御することを特徴とする請求項(1)記載の無段変速機の制御装置。

(3) セカンダリ制御弁は、ソレノイド電流に対しセカンダリ圧を減少関数的に制御する特性であることを特徴とする請求項(1)記載の無段変速機の

制御装置。

(4) 比例電磁リリーフ弁は、ソレノイド電流に対し制御圧を減少関数的に制御し、スプールでのセカンダリ圧は制御圧に対し増大関数的に制御するように構成することを特徴とする請求項(1)記載の無段変速機の制御装置。

(5) 電気信号は、電子制御系で算出される目標セカンダリ圧、または目標セカンダリ圧と実際のセカンダリ圧との偏差に応じたソレノイド電流であることを特徴とする請求項(1)記載の無段変速機の制御装置。

(6) セカンダリ制御弁は、スプールにセカンダリ圧による油圧反力を作用すると共にオイルをドレンするランドを設け、

上記スプールの油圧反力と対向する端部の制御室で、スプリングを付与すると共に制御圧を作用するように構成することを特徴とする請求項(1)記載の無段変速機の制御装置。

3. 発明の詳細な説明

(産業上の利用分野)

(3)

特開平3-181662

3

4

本発明は、車両用のベルト式無段変速機において電子的にセカンダリ圧制御および変速制御する制御装置に関し、詳しくは、比例電磁リリーフ弁を備えたパイロット式のセカンダリ制御弁を用いたセカンダリ圧の制御に関する。

〔従来の技術〕

この種の無段変速機は、入力側のプライマリプーリーにプライマリ圧をかけ、出力側のセカンダリプーリーにセカンダリ圧をかけて、両プーリーに巻付けられたベルトに押付力を付与する。そしてセカンダリ圧は、伝達トルクに対しベルトスリップが生じない押付力を与えるように制御され、プライマリ圧はベルトをプライマリプーリーまたはセカンダリプーリーの方に移行して、所定の変速比を得ることが可能な押付力に制御される。

ここで、セカンダリ圧の制御弁に関して述べると、伝達トルクは変速比に依存することから、変速比に応じたスプリング力を付与してこれと平衡するようにセカンダリ圧を機械的に制御する方法がある。しかしこの方法によると、入力トルクが

1533号公報の先行技術がある。ここで、出力油圧降下形メイン油圧制御ソレノイドバルブを有し、コイルの電磁力と出力油圧とのバランスでスプールをストロークしてセカンダリ圧を制御することが示されている。

〔発明が解決しようとする課題〕

ところで、上記先行技術のものにあっては、三万弁形式のバルブであってスプールがポンプ吐出口側の入力ポートを閉め切ることがあり、この場合はポンプに過大な負荷がかかって破損することがあるため、かかる構造は好ましくない。また、出力油圧がスプールの端部に作用する構造のため、構造が複雑化し、油圧力が大きくなってコイルの電磁力、電力消費も増大する。更に、コイルの電気信号が断線等で遮断すると、スプールはドレン側に位置してセカンダリ圧が生じなくなり、ベルトスリップが生じて走行不調になる等の問題がある。

ここで、ポンプ吐出側の閉め切りを防止する方法として、セカンダリ制御弁をリリーフ弁式に構

成に最大状態を認定する必要があって、セカンダリ圧、ポンプ損失等の増大を招く。このことから、入力トルクを推定し、オイルポンプの吐出圧の変動も加味して、一段と正確に伝達トルクに相当したセカンダリ圧に制御する傾向にある。

ところで、セカンダリ圧の電子制御において重要な問題は、電気信号により油圧制御するバルブ等の構造である。そこで、機械的な制御弁の構造を簡便にし、デューティソレノイド弁を用いて電気信号に応じたデューティ比の制御圧を発生し、この制御圧を制御弁に作用したパイロット式のもので本件出願人により提案されている。しかるにこの方法によると、制御圧の回路が必要になり、油温等により制御圧が変動するのを補正する等の対策も必要になって油圧回路が複雑化する。このため、電気信号により直接セカンダリ圧を可変に制御するような制御弁、およびこれに関する電子制御系が開発されている。

そこで従来、上記無段変速機の特にセカンダリ圧の電子制御に関しては、例えば特開昭63-3

成することが考えられる。このリリーフ弁式でソレノイドの電磁力でスプールを直接動作する駆動式に構成すると、構造が簡素化して好ましいが、実際には油圧のドレンの際に流体力が例えばセカンダリ圧を上昇する方向に作用する。この流体力はスプールでの力のバランスを不安定にする原因になり、特にエンジン回転数が高くて多量の油圧をドレンする場合に影響が大きい。

そこで、流体力の影響を減じる方法として、スプールの制御力を大きくして相対的に流体力の影響を少なくすることが考えられる。この場合に、ソレノイドの電磁力を大きくすると、ソレノイドの大形化、電力消費の増大を招くため、他の方法を工夫する必要がある。

本発明は、かかる点に鑑みてなされたもので、その目的とするところは、セカンダリ圧の電子制御による制御弁は、小型で安全性が高く、流体力の影響が少なくフェイルセーフ機能等も備えることが可能な無段変速機の制御装置を提供することにある。

(4)

特開平3-181662

5

6

特開平3-181662(9)

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため、本発明の無段変速機の制御装置は、電気信号が入力するセカンダリ制御弁によりポンプ吐出圧を調圧して、セカンダリシリンダのセカンダリ圧を制御する制御系において、上記セカンダリ制御弁のスプールの一方に比例電磁リリーフ弁によるソレノイド電流に応じた制御圧を作用して設定圧を可変にし、上記ソレノイド電流に対しセカンダリ圧をリニアに制御するように構成するものである。

【作 用】

上記構成に基づき、無段変速機の油圧制御系に設けられるセカンダリ制御弁は、比例電磁リリーフ弁の制御圧によりソレノイド電流に対しセカンダリ圧をリニアに制御する。そこで、電子制御系で目標セカンダリ圧を算出し、この目標セカンダリ圧に応じソレノイド電流を出力すると、セカンダリ制御弁によりセカンダリ圧が目標値と同一に正確かつ最適に制御されるようになる。

【実施例】

が入力し、キャリア18bからプライマリ軸20へ出力する。そしてサンギヤ18aとリングギヤ18cとの間にフォワードクラッチ17を、リングギヤ18aとケースとの間にリバースブレーキ18を有し、フォワードクラッチ17の係合でプラネタリギヤ19を一体化してタービン軸13とプライマリ軸20とを直結する。また、リバースブレーキ18の係合でプライマリ軸20に逆転した動力を出力し、フォワードクラッチ17とリバースブレーキ18の解放でプラネタリギヤ19をフリーにする。

無段変速機5は、プライマリ軸20に油圧シリンダ21を有するプーリ間隔可変式のプライマリプーリ22が、セカンダリ軸23にも同様に油圧シリンダ24を有するセカンダリプーリ25が設けられ、プライマリプーリ22とセカンダリプーリ25との間に駆動ベルト26が巻付けられる。ここで、プライマリシリンダ21の方が受圧面積が大きく設定され、そのプライマリ圧により駆動ベルト26のプライマリプーリ22、セカンダリプーリ25に対する巻付け量の比率を変えて無段変速するようになっている。

以下、本発明の実施例を図面に基づいて説明する。

第1図において、ロックアップトルコン付無段変速機の駆動系の略図について述べる。符号1はエンジンであり、クランク軸2がトルクコンバータ装置3、前後遊切換装置4、無段変速機5およびディファレンシャル装置6に順次伝動構成される。

トルクコンバータ装置3は、クランク軸2がドライブプレート10を介してコンバータカバー11およびトルクコンバータ12のポンプインペラ12aに連結する。トルクコンバータ12のタービンランナ12bはタービン軸13に連結し、ステータ13cはワンウェイクラッチ14により案内されている。タービンランナ12bと一体的なロックアップクラッチ15は、ドライブプレート10に係合または解放可能に設けられ、エンジン動力をトルクコンバータ12またはロックアップクラッチ15を介して伝達する。

前後遊切換装置4は、ダブルベニオン式プラネタリギヤ19を有し、サンギヤ18aにタービン軸13

ディファレンシャル装置6は、セカンダリ軸23に一對のリダクションギヤ27を介して出力軸28が連結し、この出力軸28のドライブギヤ28がファイナルギヤ30に噛合う。そしてファイナルギヤ30の駆動装置31が、車軸32を介して左右の車輪33に連結している。

一方、無段変速機5制御用の油圧を得るため、トルクコンバータ12に隣接してメインオイルポンプ34が配設され、このメインオイルポンプ34がポンプドライブ軸35によりコンバータカバー11に連結して、常にエンジン動力によりポンプが駆動されて油圧が生じるようになっている。ここで無段変速機4では、油圧が高低の広範囲に制御されることから、オイルポンプ34は例えばローラベーン式で吸入、吐出ポートを複数組有して可変容形状に構成されている。

次いで、油圧制御系として無段変速機制御系について述べる。

まず、オイルパン40と連通するオイルポンプ34からの油路41がセカンダリ制御弁50に連通して所

(5)

特開平3-181662

7

8

特開平3-181662(4)

定のセカンダリ圧 P_s が生じており、このセカンダリ圧 P_s が油路42によりセカンダリシリンダ24に空に供給される。セカンダリ圧 P_s は油路43を介してプライマリ制御弁80に導かれ、油路44によりプライマリシリンダ21に給排油してプライマリ圧 P_p が生じるように構成される。

プライマリ制御弁80は、デューティ信号による流量制御方式であり、弁本体81にスプール82が挿入され、スプール82の一方に初期設定用スプリング88が付勢される。また、油路43のセカンダリ圧 P_s が導かれるデューティソレノイド弁94を有し、制御ユニット70からのデューティ信号に応じてセカンダリ圧 P_s を元圧としてパルス状の制御圧 P_c が油路45によりスプール82の一端のポート81dに導かれる。更に、油路88のセカンダリ圧 P_s は、スプール82の他端のポート81eに導かれる。こうして、パルス状の制御圧 P_c と一定の高いセカンダリ圧 P_s との関係によりスプール82を、油路43のポート81aを油路44のポート81bに連通する給油位置

と、ポート81bをドレンポート81cに連通する排油位置とに動作する。そしてデューティ比により給排油時間の割合、即ち流入、流出流量と共にプライマリ圧 P_p が変化して変速制御するように構成される。

セカンダリ制御弁50は、比例電磁リリーフ弁を備えたパイロット式であり、弁本体51に設けられたスプール52が挿入され、スプール52の一方にスプリング53が付勢される。また、スプリング53の端部には制御室54が形成され、比例電磁リリーフ弁55が隣接して一体的に設けられる。

スプール52は、スプリング53側から大径のランド52aと小径のランド52bとを有し、油路41と連通する油圧室51aで同ランド52a、52bにセカンダリ圧 P_s の反力をスプリング53と対向して作用する。また、ランド52bにより油圧をドレンポート51bにドレンして減圧し、更に自己フィードバック作用可能になっている。

比例電磁リリーフ弁55は、比例ソレノイド56にスプリング57を備えたプランジヤ58が電磁力によ

り吸引する方式で設けられ、このプランジヤ58のスプリング付弁体59が制御室54のドレンポート54aに設置される。また制御室54には、油路41から分岐する油路47がオリフィス48を有してセカンダリ圧を導入するように連通される。そして比例ソレノイド56の電磁力に応じて、セカンダリ圧 P_s を元圧として制御室54に制御圧 P_c が生じ、スプール52の設定圧を可変にするようになっている。

これによりスプール52では、ランド52a、52bの受圧面積差 ΔS に作用するセカンダリ圧 P_s の反力に対し、スプリング53の力 F_s とランド52aの面積 S_1 に作用する制御圧 P_c の力とが対向し、両者がバランスするように調整する。そこで、この場合のバランス式を示すと以下ようになる。

$$P_c \cdot S_1 + F_s = P_s \cdot \Delta S$$

また、比例電磁リリーフ弁55では、スプリング57の力 F とソレノイド電流 I_s 、定数 K による電磁力に応じた押付力 $(F - K \cdot I_s)$ が生じ、これによりポート54aの開口面積 S_0 を弁体59で変化して制御圧 P_c が生じることから、次式が成

立する。

$$P_c \cdot S_0 = F - K \cdot I_s$$

従ってセカンダリ圧 P_c は、ソレノイド電流 I_s に対し次式で示される。

$$P_c = S_0 \cdot (F - K \cdot I_s) / (S_0 \cdot \Delta S + F_s / \Delta S - (K \cdot S_1 / (S_0 \cdot \Delta S)) \cdot I_s)$$

即ち、ソレノイド電流 I_s に対し制御圧 P_c は、第3図(a)のように反比例関係になり、制御圧 P_c に対しセカンダリ圧 P_s は、第3図(b)のように比例関係であり、この結果、第3図(c)のようにソレノイド電流 I_s の増大に応じて、セカンダリ圧 P_s が1対1の関係でリニアに高くなる特性になる。そしてソレノイド電流 I_s が零の場合にセカンダリ圧 P_s は最大になって、断線等に対しベルトスリップを防止するようなフェイルセーフ機能を備えている。かかる比例パイロット式特性により、制御ユニット70から目標セカンダリ圧に対しソレノイド電流の操作量を、このマップで定めて比例ソレノイド56に出力すれば良いことになる。

(6)

特開平3-181662

9

10

なお、オイルポンプ84は可変容量型であり、セカンダリ制御弁50の下レン側の油路46には常に比較的高い潤滑圧が生じる。そこでこの潤滑圧が、トルクコンバータ12、前後速切換装置4、ベルト24の潤滑部等に供給されるように回路構成されている。

第2図において、電子制御系について述べる。

まず、変速制御系について述べると、プライマリブリー回転数センサ71、セカンダリブリー回転数センサ72、エンジン回転数センサ73およびスロットル開度センサ74を有する。そして制御ユニット10において、プライマリブリー回転数センサ71、セカンダリブリー回転数センサ72のプライマリブリー回転数 N_p 、セカンダリブリー回転数 N_s は実変速比算出部75に入力し、実変速比 i を、 $1 - N_p/N_s$ により算出する。この実変速比 i とスロットル開度センサ74のスロットル開度 θ は目標プライマリブリー回転数換算部76に入力し、 $1 - \theta$ の関係で目標プライマリブリー回転数 N_{PD} を定める。目標プライマリブリー回転数 N_{PD} とセカンダリ

特開平3-181662(5)

リブリー回転数 N_s は目標変速比算出部77に入力し、目標変速比 i_e を $i_e = N_{PD}/N_s$ により算出する。こうして変速パターンをベースとして、セカンダリブリー回転数 N_s 、実変速比 i 、スロットル開度 θ の要素で各運転および走行条件に応じて目標変速比 i_e が求められる。

ここで、プライマリシリンダ21の必要油量を定める変量は、実ブリー位置 e の変化速度 de/dt と、1対1で対応し、実ブリー位置変化速度 de/dt は、目標ブリー位置 e_s と実ブリー位置 e との偏差 $(e_s - e)$ で表わされる。また、デューティ比 D でバルブ動作した場合の変量は、デューティ比 D と実ブリー位置 e との関数になり、このためデューティ比 D は、実ブリー位置変化速度 de/dt と実ブリー位置 e とで決定できることになる。

そこで、実変速比 i 、目標変速比 i_e は実ブリー位置換算部78、目標ブリー位置換算部79に入力して実ブリー位置 e 、目標ブリー位置 e_s に変換され、これらの実ブリー位置 e 、目標ブリー位置 e_s は実ブリー位置変化速度算出部80に入力し、実ブリー

位置変化速度 de/dt を以下のように算出する。

$$de/dt = K_1 \cdot (e_s - e) + K_2 \cdot de/dt$$

上記式において、 K_1 、 K_2 は定数、 de/dt は位相逆相変換である。

そして実ブリー位置変化速度 de/dt 、実ブリー位置 e は、デューティ比換算部81に入力し、 $D = f(de/dt, e)$ の関係によりデューティ比 D を算出して、アップシフトまたはダウンシフトに対応すると共に $(e_s - e)$ の偏差に応じたデューティ比 D を求める。このデューティ比信号が駆動部82を介してデューティソレノイド弁84に出力するようになっている。

続いて、セカンダリ圧制御系について述べる。

まず、スロットル開度 θ 、エンジン回転数 N_e が入力するエンジントルク算出部83を有し、 $\theta - N_e$ のトルク特性によりエンジントルク T_e を推定する。またトルクコンバータ入、出力側のエンジン回転数 N_e 、プライマリブリー回転数 N_p はトルク増幅率算出部84に入力し、増幅率 n (N_p/N_e)に応じたトルク増幅率 τ を定め、これらエン

ジントルク T_e 、トルク増幅率 τ は入力トルク算出部85に入力して入力トルク T_i を、 $T_i = T_e \cdot \tau$ により算出する。

一方、実ブリー位置 e は必要セカンダリ圧設定部86に入力し、単位トルク伝達に必要なスリップ限界のセカンダリ圧 P_{su} を求め、単位トルク伝達に必要なスリップ限界のセカンダリ圧 P_{su} 、入力トルク T_i が目標セカンダリ圧算出部87に入力して目標セカンダリ圧 P_{sc} を、 $P_{sc} = T_i \cdot P_{su}$ により算出する。また、目標セカンダリ圧算出部87にはセカンダリブリー回転数 N_s が入力して、セカンダリブリー回転数 N_s に応じた遠心油圧分等が減少補正される。

ここで、セカンダリ圧制御をフィードバック制御するため、圧力センサ88を有しており、圧力センサ88で検出される実セカンダリ圧 P_s 、目標セカンダリ圧 P_{sc} がソレノイド電流算出部89に入力する。そして目標セカンダリ圧 P_{sc} と実セカンダリ圧 P_s との差 ΔP ($-P_{sc} - P_s$)を求め、これに応じたソレノイド電流 I_s を修正して、駆動部

(7)

特開平3-181662

11

12

特開平3-181662(6)

90を介して比例ソレノイド58に出力するようになっている。

次いで、かかる構成の無段変速機の制御装置の作用について述べる。

先ず、エンジン1の運転により、トルクコンバータ12のコンバータカバー11、リヤドライブ軸33によってオイルポンプ84が駆動して油圧が生じ、この油圧がセカンダリ制御弁50に導かれる。そこで停車時には、変速制御系が目標変速比10が無段変速機6の機構上の最大変速比として例えば2.5より大きい値に設定され、これに応じたデューティ信号がデューティソレノイド弁84に入力してプライマリ制御弁80を排油側に動作することで、プライマリ圧 P_p は生じない。このため、セカンダリ制御弁50によるセカンダリ圧 P_s のすべてはセカンダリシリンダ24にのみ供給され、無段変速機6はベルト28が最もセカンダリプーリー25の方に移行した最大変速比の低速段になる。

このとき、図示しない油圧制御系によりロックアップクラッチ15を解放してトルクコンバータ12

に給油される。そこで、例えばドライブレングにシフトすると、前後速切換装置4のフォワードクラッチ17が給油により係合して前進位置になる。このため、エンジン1の動力がトルクコンバータ12、前後速切換装置4を介して無段変速機6のプライマリ軸28に入力し、プライマリプーリー22、セカンダリプーリー25とベルト28とにより最大変速比の動力がセカンダリ軸23に出力し、これがディファレンシャル装置8を介して車輪33に伝達して発進可能になる。

一方、セカンダリ圧制御系では、常にエンジントルク T_0 が検定されており、発進前のアイドル時にはエンジントルク T_0 と共に入力トルク T_1 も小さく、目標セカンダリ圧 P_{ss} が比較的低く設定される。そこで、目標セカンダリ圧 P_{ss} に応じて第3図(c)のマップで比較的大きいソレノイド電流 I_0 が、セカンダリ制御弁50の比例電磁リリーフ弁55における比例ソレノイド58に流れ、電磁力によりプランジヤ58を後退して弁体59の押付力を減じる。このため、制御圧 P_c は低下して

スプール52の設定圧を低く定めることになり、スプール52が左側にストロークしてランド52bによりオイルが多くドレンし、低いセカンダリ圧 P_s に制御される。

次いでアクセル踏込みの発進時には、エンジントルク T_0 、トルク増倍率 τ 、単位トルク伝達に必要なスリップ限界のセカンダリ圧 P_{su} が大きいことで、目標セカンダリ圧 P_{ss} も急増して算出され、圧力センサ88のセカンダリ圧 P_s との差によりソレノイド電流 I_0 が大減に減じる。そこでセカンダリ制御弁50では、比例電磁リリーフ弁55の比例ソレノイド58の電磁力減少に応じ弁体59の押付力が減って高い制御圧 P_c が生じ、スプール52の設定圧を増大する。このため、スプール52は右側にストロークしてドレン量を減じるように動作し、セカンダリ圧 P_s は高く制御される。そして発進後に変速制御され、ロックアップクラッチ15が係合して目標セカンダリ圧 P_{ss} の算出値を減じると、セカンダリ制御弁50において比例電磁リリーフ弁55による制御圧 P_c と共に設定圧が順次小

さくなり、セカンダリ圧 P_s は減少制御される。こうして、セカンダリ圧 P_s の特性をまとめて示すと第4図のようになり、常に伝達トルクに対してベルトスリップしない最小限のプーリー押付力を確保するように変速制御される。

ここで、ポンプ吐出圧等の影響によりプライマリ圧 P_p が変動すると、セカンダリ制御弁50の油圧室51aの油圧力によりスプール52のストロークが変化して修正され、こうして自己フィードバック作用する。また、走行中にソレノイド電流 I_0 が断線等により遮断されると、セカンダリ制御弁50においてスプリング57により制御圧 P_c と共に設定圧が最大になって、セカンダリ圧 P_s が最も高く制御されることになり、こうしてベルトスリップを防止するようにフェイルセーフされる。

また発進後は、運転および走行条件により $1s < 2.5$ の変速開始条件が成立すると、変速制御系で実変速比 1 、目標変速比 10 が実プーリー位置 e_0 、目標プーリー位置 e_8 に変換され、実プーリー位置変化速度 de/dt が算出される。そして実プーリー位置変化

(8)

特開平3-181662

特開平3-181662(7)

速度 ds/dt とスプールの位置 s とに応じたデューティ信号がデューティソレノイド弁84に出力し、これによる制御圧 P_c と元圧のセカンダリ圧 P_s とがプライマリ制御弁80に対向して作用し、プライマリシリンダ81の給油量を制御してプライマリ圧 P_p を増大する。そこでプライマリスプーリ82による押付力で、ベルト28がプライマリスプーリ22の方に順次移行して、変速比の小さい高速段にアップシフト制御される。また減速時は、車速低下に応じてプライマリ制御弁80でプライマリシリンダ21の給油量が制御されてプライマリ圧 P_p を減じ、低速段にダウンシフト制御されることになる。

第5図において、本発明の第2の実施例を説明すると、セカンダリ制御弁50において、スプールの52に給圧室51と制御室54とを通過するようにチェック絞り付の通路52cが設けられる。そこでこの実施例では、通路52cにより制御室54に元圧のセカンダリ圧 P_s が常に導かれ、更にオリフィス作用して上述と同様に制御圧 P_c が生じる。

以上、本発明の実施例について述べたが、電子

制御系は実施例に限定されるものではない。

〔発明の効果〕

以上述べてきたように、本発明によれば、無段変速機のセカンダリ圧電子制御系において、セカンダリ制御弁が比例電磁リリーフ弁式に構成され、ポンプ吐出圧をリリーフして増圧する方式であるから、セカンダリ圧の異常上昇等の不都合を生じない。

さらに、セカンダリ制御弁は比例電磁リリーフ弁を備えて制御力が大きいので、スプールに作用する流体力の影響が少なく、このための補正が不要で制御系が簡素化し、スプール動作の増大でバルブスティック、ゴミの増込み等を生じない。

さらにまた、セカンダリ制御弁はスプールの近傍に比例電磁リリーフ弁が設けられるので、制御圧の容積、給油が少なくて応答性が良く、小型化する。

また、比例電磁リリーフ弁の制御圧でセカンダリ圧の設定圧を可変にし、ソレノイド電流に対しセカンダリ圧をリニアに制御する構成であるから、

電子制御系で算出された目標セカンダリ圧に対するソレノイド電流の設定が容易化し、フィードバック制御も容易化する。

またさらに、セカンダリ制御弁は自己フィードバック作用を有するので、安定して給圧制御し、断油時のフェイルセーフ機能によりベルトスリップを防止し得る。

そして、電子制御系では入力トルク、単位トルク当りのセカンダリ圧により各伝達トルクに応じた目標セカンダリ圧を算出し、これに基づきセカンダリ制御弁を比例的に動作することで、セカンダリ圧を正確かつ最適に制御することができ、制御系の簡素化と精度の向上を達し得る。

そしてまた、第2の実施例ではスプールの通路にチェックが形成され、オリフィスより大きい絞り径でオリフィスと同一効果を生じ得るので、ゴミの詰りが少ない。

4. 図面の簡単な説明

第1図は本発明の無段変速機の制御装置の実施例を示す全体構成図、

第2図は電子制御系のブロック図、

第3図(a). (b). (c) はセカンダリ制御弁の特性図、

第4図はセカンダリ圧の特性図、

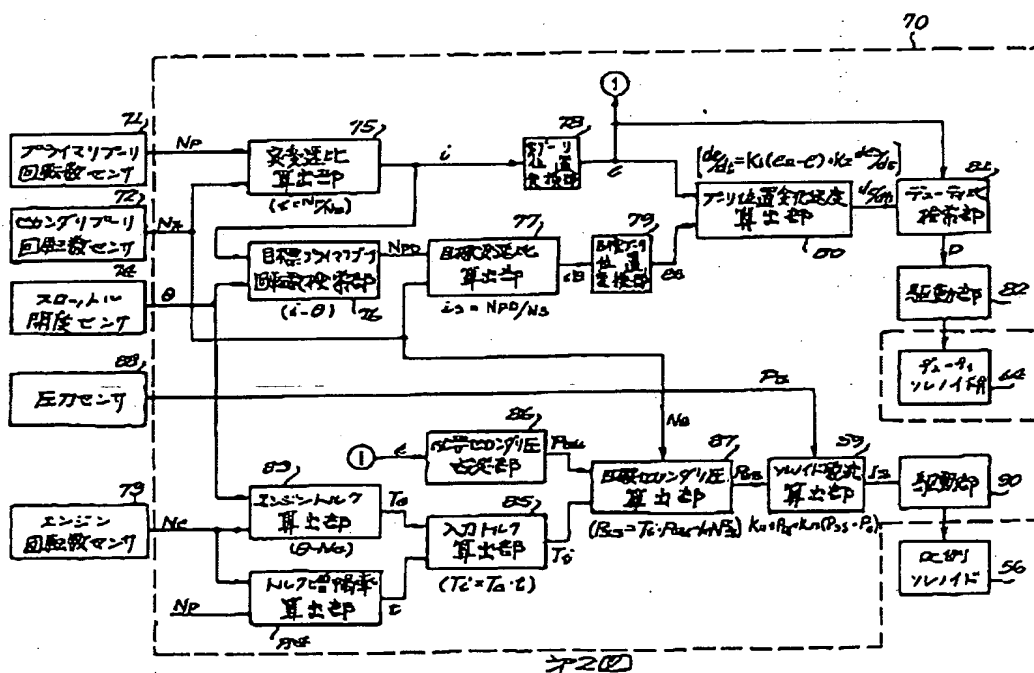
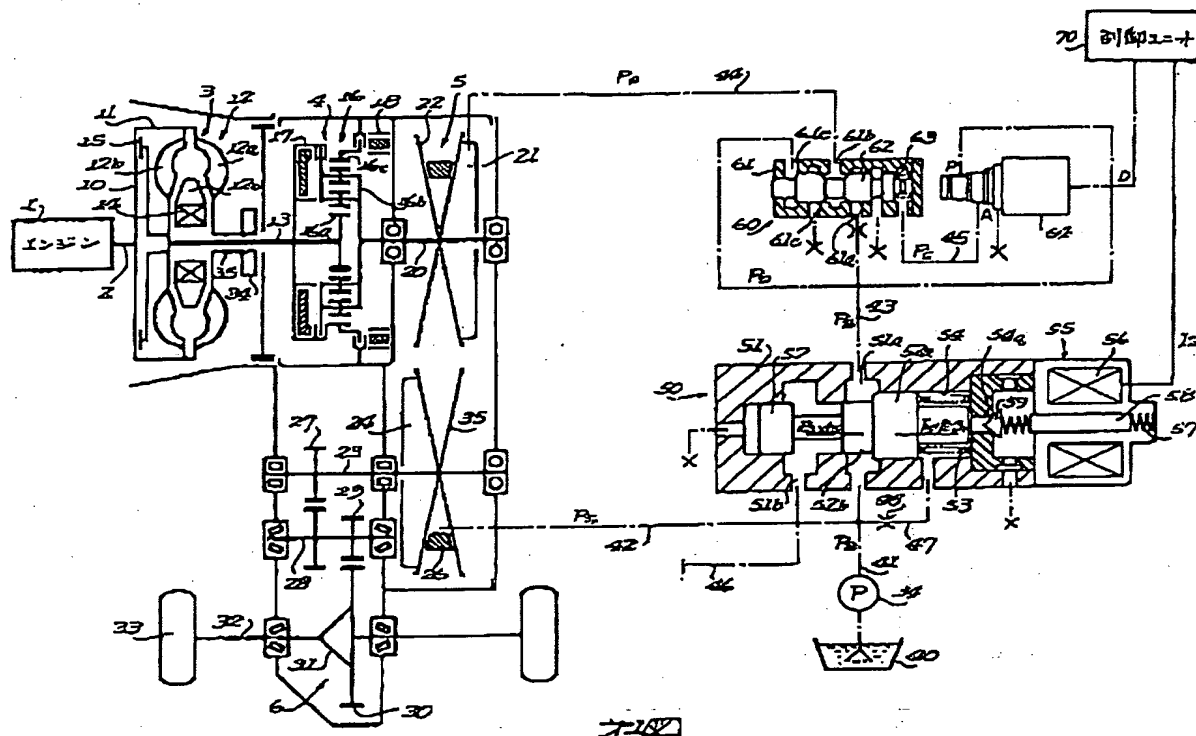
第5図はセカンダリ制御弁の第2の実施例を示す断面図である。

5…無段変速機、81…プライマリシリンダ、84…セカンダリシリンダ、41、42、43…セカンダリ圧給路、44…プライマリ圧給路、50…セカンダリ制御弁、52…スプール、53…スプリング、54…制御室、55…比例電磁リリーフ弁、56…比例ソレノイド、59…弁体、60…プライマリ制御弁、70…制御ユニット

(9)

特開平3-181662

特開平3-181662 (8)



(10)

特開平 3 - 1 8 1 6 6 2

特開平 3-181662 (9)

